

методу скінчених елементів. Для одного класу індукторних систем проаналізовано вплив технологічного параметру (величини сили струму) на ефективність технологічної операції та на конструкційну міцність індуктору.

**Ключові слова:** конструкційна міцність, імпульсні електромагнітні поля, індукторна система, метод скінчених елементів, напружено-деформований стан.

The possible approach to the assessment of structural strength of inductors – the main elements of the technological systems with magnetic-pulse processing of materials is described in the article. The proposed method is based on the joint modelling and analysis of distribution of electromagnetic and mechanical fields in systems «inductor-billet». Numerical analysis involves the use of the finite element method. For one class of inductor systems of the influence of technological parameter (the value of the force of a current) on the efficiency of the technological cleaning operations and the structural strength of the inductor.

**Keywords:** structural strength, pulse electromagnetic fields, inductor system, finite element method, stress-strain state.

УДК 539.3

**А. А. ЛАРИН**, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;

**А. С. СТЕПЧЕНКО**, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

## **ВЫНУЖДЕННЫЕ НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТУРБИНЫХ ЛОПАТОК С ДИНАМИЧЕСКИМ КОНТАКТОМ В РАЗЪЕМНОМ БАНДАЖЕ ПРИ СИНФАЗНОМ НАГРУЖЕНИИ**

В роботі досліджуються коливання лопаток парової турбіни з роз'ємним поличним бандажем. Для розроблених лінеаризованої та нелінійної скінчено-елементної моделей пакету з двох лопаток проведені розрахунки динамічних характеристик й їх порівняльний аналіз. Отримані результати показали можливість зриву контакту в роз'ємному бандажі в процесі коливань та їх нелінійний характер.

**Ключові слова:** коливання, роз'ємний поличний бандаж, зрив контакту.

**Введение.** Среди всевозможных отказов, происходящих в паровых турбинах, большое распространение имеют поломки, вызванные повышенными уровнями вибраций. При этом наиболее динамически нагруженным элементом являются лопаточные аппараты цилиндра низкого давления паровой турбины. В современном турбиностроении для повышения жесткости данных лопаток используется межлопаточные связи [1-3], которые представляют собой разъемные соединения.

Характеристики динамики и прочности этих конструкций существенно зависят от особенностей контактного взаимодействия в таком бандаже [1, 2]. В современной инженерной практике для исследования вибрационных ха-

© А. А. Ларин, А. С. Степченко, 2013

рактических принято строить конечно-элементные линеаризованные модели [1, 2, 4, 5], в которых условия контакта заменяют кинематическими связями. При этом области, на которые накладываются эти связи, задают априорно [5] или по результатам предварительного решения статического контактного взаимодействия бандаже в поле центробежных сил [1,2].

Следует отметить, что результаты, полученные на основе линеаризованных моделей, часто имеют заметные различия с экспериментальными данными [1, 5, 6]. Такая ситуация может быть вызвана рядом причин.

Во-первых, технология сборки лопаточного аппарата приводит к значительным отклонениям [3] в области соединения соседних бандажных полок, что является причиной расстройки лопаточного аппарата [7-9].

Во-вторых, следует отметить, что применяемые процедуры линеаризации однозначно приводят к завышению жесткости бандажной связи и не на всех режимах колебаний лопаточного аппарата адекватно отражает работу межлопаточных связей. Эта особенность делает актуальной работу по созданию научно аргументированных процедур линеаризации и оценок применимости таких моделей.

В-третьих, под действием аэродинамической нагрузки в бандажных соединениях возможно возникновение динамического изменения контакта [10-18]. Это подтверждается натурными наблюдениями. В разъемных соединениях лопаток цилиндра низкого давления паровых турбин и в лопатках газотурбинных двигателей возникают иногда следы износа, наклеп, образование кратеров и перенос материала. Такие ситуации реализуются в процессе длительной работы лопаток [19], а также, например, при работе турбины в условиях температурных перегрузок (рис. 1). Учет динамического контактного взаимодействия при колебаниях лопаточного аппарата приводит к его нелинейным колебаниям [10-12,14,17-18], которые способны сопровождаться большим числом разнообразных явлений.



Рисунок 1 – Вид поврежденных разъемных соединений лопаточного аппарата 4-й ступени паровой турбины после трех лет эксплуатации (результат температурной перегрузки)

В данной работе исследуются вынужденные нелинейные колебания пакетов лопаток паровых турбин, с учетом контактного взаимодействия в бандажном соединении.

**Объект исследования.** В качестве объекта исследования был взят свободный пакет из двух рабочих лопаток четвертой ступени цилиндра низкого давления паровой турбины. Данная модель не отражает реального лопаточного аппарата, так как рассматриваются только 2 лопатки без учета влияния соседних лопаток сборки. Вместе с тем данная модель позволяет делать некоторые качественные выводы о реализующихся эффектах в процессе нелинейных колебаний, а также позволяет оценить степень адекватности линеаризованных моделей и сформулировать рекомендации по их построению. Следует подчеркнуть, что в результате температурных перегрузок (рис. 1) возможен распад лопаточного аппарата с разъемным периферийным бандажом на отдельные пакеты. В этом частном случае рассматриваемая модель достаточно полно отражает происходящие процессы и имеет практическую ценность.

Лопатки характеризуются переменным поперечным сечением, большой длиной и углом закрутки и связаны цельнофрезерованным разъемным бандажом. Влиянием диска и хвостовика в работе пренебрегалось, так что лопатки в корневой части имеют жесткую заделку.

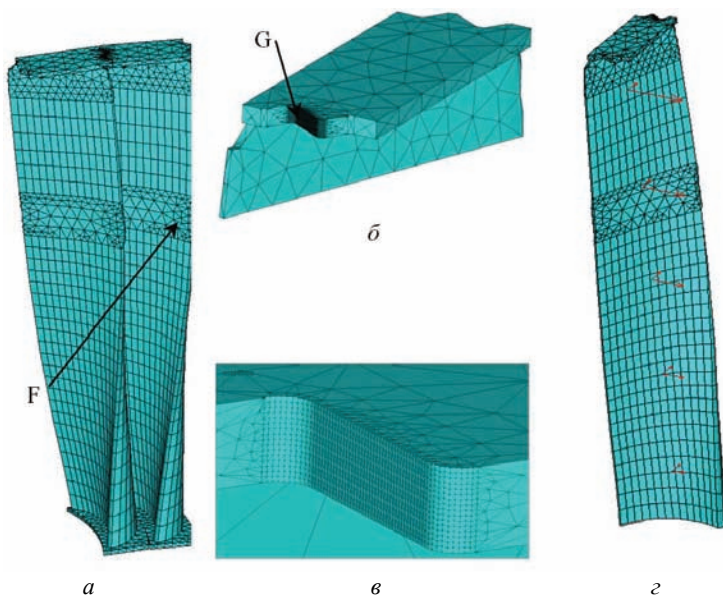


Рисунок 2 – КЭ модель пакета лопаток: а – общий вид; б – бандажная полка; в – зона контакта; з – схема нагружения

Все исследования проводились на основе трехмерной конечно-элементной (КЭ) модели пакета из двух лопаток (рис. 2, а), которые разбивались изопараметрическими восьми-узловым КЭ. На рис. 2, б, в показана разбивка на КЭ в зоне контактного взаимодействия бандажных полок. Для моделирования контактного взаимодействия в бандажной полке использовались контактные КЭ типа «поверхность – поверхность».

**Линейный анализ.** Результаты численной симуляции сложных нелинейных механических систем трудно поддаются анализу, так как они могут определяться целым спектром взаимосвязанных явлений. В связи с этим, для правильного понимания причин и последствий механизма взаимодействия в лопаточном аппарате с разъемными соединениями контактного типа при нелинейных колебаниях, предлагается подход последовательного моделирования, с постепенным усложнением модели.

Особый интерес представляет исследование динамики таких механических систем на линеаризованных моделях. Линейная составляющая для большинства нелинейных систем может рассматриваться как порождающая или как начальная итерация при поиске решения. Само по себе линейное решение кроме оценочных результатов является также и частным случаем более общего нелинейного поведения и может реализоваться при малых амплитудах и скоростях движения. Поэтому анализ динамических характеристик на линеаризованной модели позволяет получить в первом приближении некоторые важные оценки нелинейного процесса.

Первым этапом построения линеаризованной модели для нелинейной динамической системы является решение задач статической прочности. Статическое деформированное состояние определяет положение равновесия системы вокруг, которого рассматриваются колебательные процессы, а начальные напряжения способны совершать работу на возникающих динамических деформациях, а, значит, влиять на жесткость конструкции.

В данной работе предварительно был проведен статический расчет конструкции при действии центробежной и паровой нагрузок на пакет лопаток с учетом контактного взаимодействия в условиях предварительного технологического натяга в бандаже. Схема приложения паровой нагрузки приведена на рис. 2, г. Результаты расчета напряжений для контактной зоны и статус контакта приведены на рис. 3. Из результатов расчета видно, что напряжения сосредоточены только на верхней половине поверхности зуба Z-образного бандажа, распределены неравномерно и имеют два максимума на противоположных концах площадки контакта.

Анализ статуса контакта показывает, что контакт наблюдается только на верхней половине поверхности предполагаемого зоны, а плотный неподвижный контакт только в небольшой области треугольной формы. Данные результаты были получены для рабочего режима вращения ротора.

По результатам статического расчета предлагается следующий порядок

действий для построения линеаризованной динамической модели пакета лопаток:

1) в тех местах бандажной полки, где статус контакта плотный (красная зона на рис. 3, б), на узлы конечных элементов контактируемых площадок накладываются условия полного совпадения перемещений;

2) в тех местах, где статус контакта скользящий (оранжевая зона на рис. 3, б), на узлы конечных элементов контактируемых площадок накладываются условия совпадения нормальных к поверхности контакта перемещений;

3) применяется процедура обновления геометрии КЭ модели по результатам статического расчета:

$$\{R\} = \{R_0\} + \{u_{st}\}, \quad (1)$$

где  $\{R\}$  – вектор координат узлов обновленной КЭ модели,  $\{R_0\}$  – вектор координат узлов исходной КЭ модели,  $\{u_{st}\}$  – вектор узловых перемещений определенных при статическом деформировании модели.

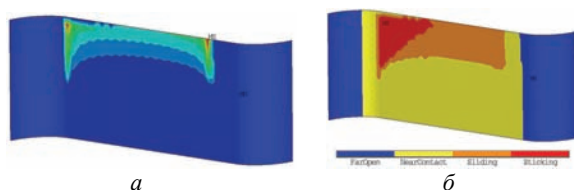


Рисунок 3 – Параметры НДС в бандаже:  
а – нормальные напряжения; б – статус контакта

Обновленная геометрия соответствует положению равновесия системы и позволяет проводить анализ ее динамического поведения без приложения статической нагрузки (центробежной силы и постоянной составляющей в давлении потока пара).

При этом в линеаризованной модели не учитывался эффект от предварительного напряжено-деформированного состояния для упрощения расчетной схемы нелинейной динамической модели. Данное допущение искажает величины получаемых результатов, но обеспечивает качественную аналогию при сравнении результатов линеаризованной и нелинейной модели.

Для линеаризованной модели пакета лопаток и одиночной лопатки были проведены расчеты собственных частот и форм. Полученные величины собственных частот приведены в табл. 1.

**Моделирование нелинейных колебаний пакета лопаток.** Были исследованы нелинейные колебания пакета из двух лопаток при действии гармонической нагрузки, которая соответствует рабочей частоте вращения ротора турбины. Матричные уравнения движения пакета лопаток в рамках МКЭ имеют вид:

$$[M]\{\ddot{u}\} + ([D_I] + [D_N(\{\dot{u}\})])\{\dot{u}\} + ([K_I] + [K_N(\{u\})])\{u\} = \{F_{01}\} \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (2)$$

где  $[M]$  – матрица масс системы,  $[D_I]$ ,  $[K_I]$  – линейные составляющие матрицы демпфирования и жесткости системы,  $[D_N]$ ,  $[K_N]$  – матрицы нелинейных составляющих, которые появляются вследствие контактного взаимодействия в соединениях бандажных полок [21]. Контактное взаимодействие рассматривалось с учетом сухого трения, в соответствии с законом Кулона.

Таблица 1 – Собственные частоты

№	Частота (Гц)	
	Одиночная лопатка	Линеаризованная модель пакета
1	68,935	82,425
2	174,06	181,28
3	–	239,95
4	330,08	289,25
5	407,79	372,32

Для решения задачи нелинейных колебаний пакета лопаток использовалось непосредственное интегрирование полной системы дифференциальных уравнений (2) на основе разностной схемы Ньюмарка, с решением нелинейной алгебраической проблемы методом Ньютона-Рафсона на каждом временном шаге [21].

**Исследование нерезонансных колебаний.** Расчеты проводились в течение 70 периодов внешней нагрузки. На рис. 4 приведены результаты расчетов нелинейных колебаний при синфазном нагружении в точке на пере лопатки (точка F). Анализ временных зависимостей (рис. 4, а) показывает, что нестационарные колебания наблюдаются примерно в течение 50 периодов, после чего наблюдается почти периодические колебания (гармонический процесс с небольшой гармонической модуляцией амплитуды). Фазовая траектория (рис. 4, б) имеет неэллиптический характер. Она представляет собой соединение двух эллипсов с разными кривизнами. Такие фазовые траектории являются следствием проявления нелинейности и наблюдаются в системах с зазорами, что свидетельствует о раскрытии контактного зацепления бандажа в процессе колебаний.

Для исследования взаимодействия в контактном соединении при вынужденных колебаниях, в зоне контакта по результатам статического расчета были выделены пять точек (рис. 5), в которых проводился мониторинг контакта при колебаниях.

Анализ характера контактирования в бандаже показал, что контакт наблюдается только в окрестностях точек А и С. При этом в процессе колебаний происходит синхронное периодическое размыкание контакта в обеих точках (рис. 6, б). На рис. 6 приведены временные зависимости перемещений

точки А и контактных давлений в точка А и С. Амплитуды контактных перемещений и давлений имеют гармоническую модуляцию.

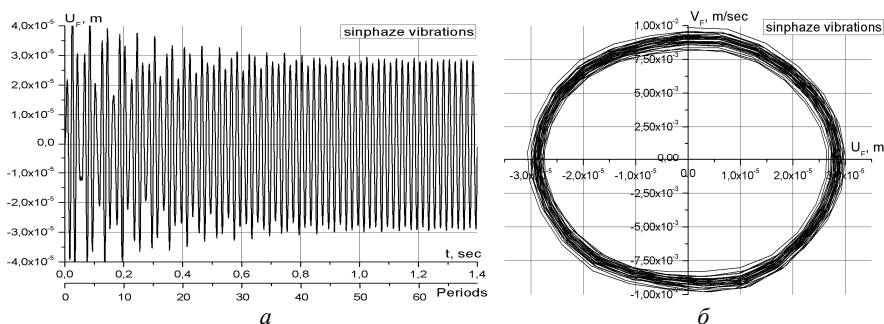


Рисунок 4 – Характеристики колебаний в точке F для пакета лопаток:  
а – зависимость перемещений от времени; б – фазовая траектория

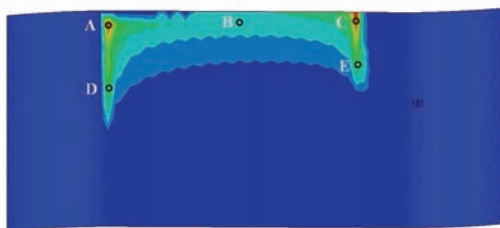


Рисунок 5 – Схема расположения контрольных точек в зоне контакта

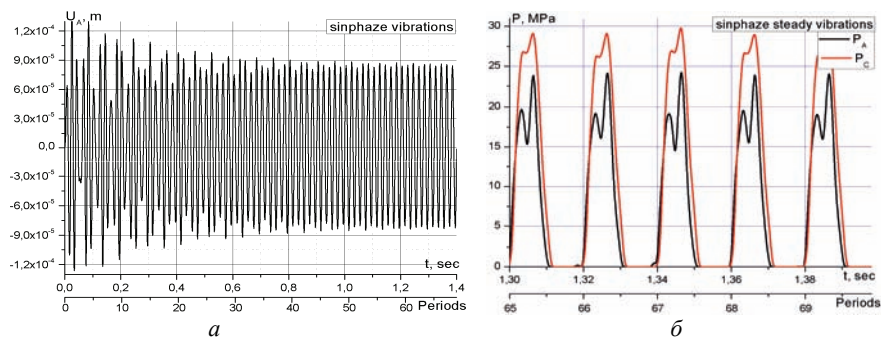


Рисунок 6 – Характеристики колебаний в точке А и С  
(зависимость перемещений (а) и контактного давления (б) от времени)

С целью дальнейшего анализа полученных решений было проведено их спектральный анализ (процедура быстрого преобразования Фурье). Спектральные характеристики колебательного процесса в точке F приведены на рис.7. При этом отдельно был рассмотрен спектр нестационарного процесса

(на временном промежутке от 0 до 50 периодов) и стационарного процесса (на временном промежутке от 50 до 70 периодов).

Из спектра нестационарных колебаний (рис. 7, а) видно, что кроме частоты нагрузки, сильно возбуждается частота около первой собственной частоты одиночной лопатки. Следует также отметить, возбуждение супергармоники, кратной к частоте возбуждения. Это показывает нелинейный характер колебаний в системе. Сравнение со спектром установившихся колебаний (рис. 7, б) показывает затухание собственных частот сопровождающих колебания на начальном промежутке времени, кроме частоты одиночной лопатки. Присутствие в колебательном процессе этой частоты и супергармоники определяет модуляцию амплитуды колебаний. Но совокупный вклад амплитуд одиночной лопатки и супергармоники составляет менее 1 % от амплитуды основной гармоник, поэтому процесс близок к гармоническому. Также можно отметить небольшое смещения положения равновесия.

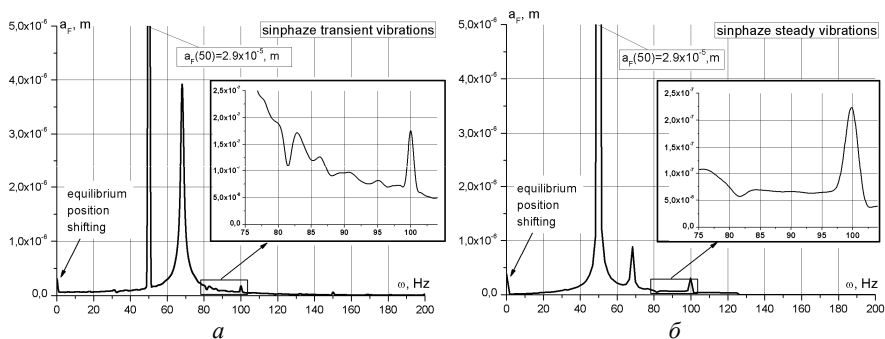


Рисунок 7 – Спектральный отклик в точке F:  
а – нестационарные колебания; б – стационарные колебания

В итоге можно утверждать, что при синфазном нагружении устанавливаются почти гармонические колебания. Однако максимальная амплитуда нелинейных установившихся колебаний пакета более чем на 30 % больше, чем соответствующая амплитуда линеаризованного пакета [22-23]. Это связано с тем, что в пакете лопаток возникает периодическое раскрытие контакта (рис. 9, б) и лопатки колеблются как одиночные. В результате чего амплитуда нелинейных установившихся колебаний пакета близка к амплитуде вынужденных колебаний одиночной лопатки (меньше на 4 %).

**Исследование резонансных колебаний.** Рассмотрим главные резонансные режимы работы пакета лопаток. Анализ нерезонансных колебаний показал, что на не установившихся режимах возбуждается как первая частота связанного пакета лопаток (82 Гц) так и первая парциальная частота одиночной лопатки (69 Гц). Следует отметить, что соответствующие собственные формы имеют близкий характер. При этом наиболее выраженный отклик



имеет как раз режим колебаний с частотой 69 Гц.

Рассмотрим резонансные колебания лопаток на этой частоте воздействия. При синфазном нагружении резонанс проходит без проявления нелинейных эффектов. На рис. 8, *a* приведена зависимость перемещений от времени на всем исследуемом отрезке.

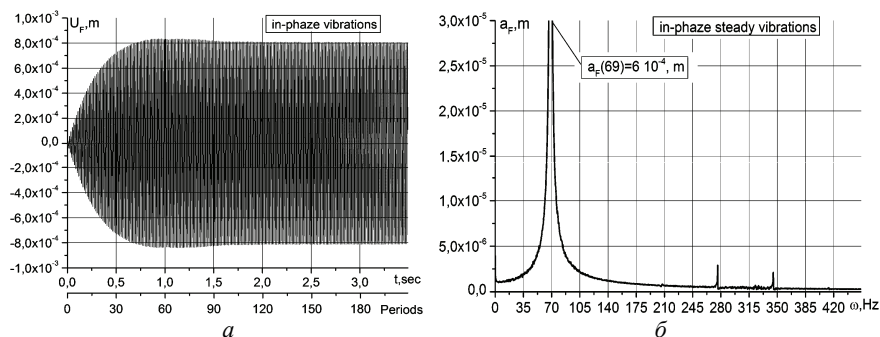


Рисунок 8 – Зависимость перемещений (*a*) от времени и фазовая траектория (*б*) в точке F на резонансе на частоте 69 Гц при синфазном нагружении

Спектральный анализ (рис. 8, *б*) показывает, что наблюдаемые колебания носят практически гармонический характер: в спектре доминирует основная гармоника с незначительными амплитудами присутствуют ее четвертая и пятая кратности. На установившемся режиме колебания носят аналогичный характер. На рис. 9, *a* представлена фазовая траектория, которая имеет практически эллиптический вид.

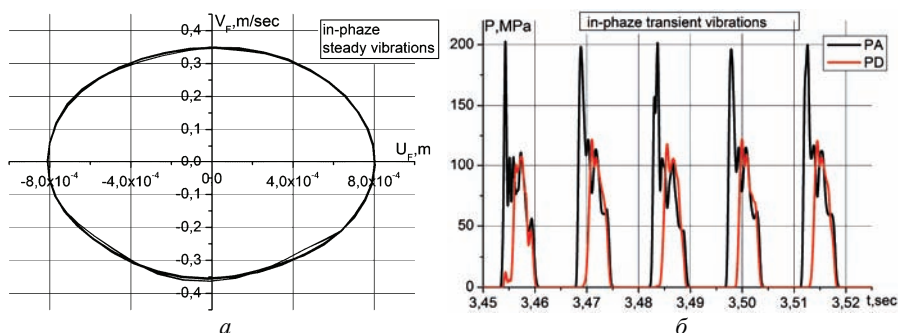


Рисунок 9 – Фазовая траектория (*a*) и контактные давления (*б*) в бандеже на резонансе на частоте 69 Гц при синфазном нагружении

Подобная ситуация наблюдается для всех точек лопатки в том числе и в районе бандаж. Вместе с тем стоит отметить, что контактное взаимодействие в бандеже носит разрывный характер. Так, в процессе установившихся

колебаний происходит периодическое синхронное размыкание бандажного соединения. Интересно отметить, что в отличие от нерезонансных колебаний бандаж контактирует только одной стороной в окрестности точек А и D, а точка С вообще не входит в контакт (рис. 9, б).

Таким образом, на резонансе при синфазном нагружении система ведет себя как линейная.

Следующим возможным резонансным режимом являются колебания с возбуждением на частоте 82 Гц. На рис. 10 представлена зависимость перемещений от времени в точке F при колебаниях с синфазным нагружением.

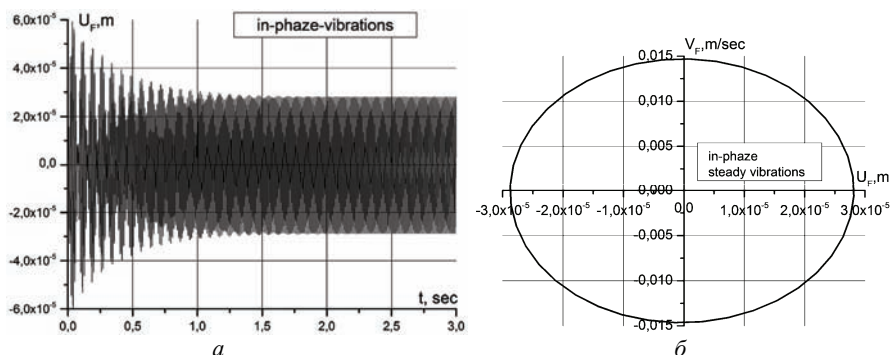


Рисунок 10 – Зависимость перемещений (а) от времени и фазовая траектория (б) в точке F на резонансе на частоте 82 Гц при синфазном нагружении

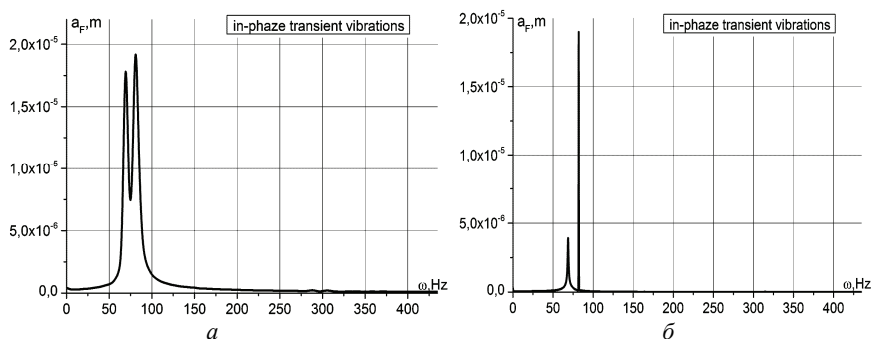


Рисунок 11 – Спектральный отклик в точке F бандаже на резонансе на частоте 82 Гц при синфазном нагружении:

а – нестационарные колебания; б – стационарные колебания

Анализ зависимости показывает, что колебания представляют собой би-гармонический процесс, причем одна гармоника со временем затухает по экспоненциальному закону, то есть является сопровождающим собственным колебанием, а вторая гармоника нарастает и стабилизируется, как резонансное колебание. Сделанные выводы подтверждаются спектральным анализом

(рис. 11).

Установившиеся колебания носят чисто гармонический характер, что подтверждается также и фазовой траекторией представляющий эллипс.

Контактные давления носят качающийся характер с попеременным касанием то точкой А то точкой С несмотря на синфазность нагружения (рис. 12). Тем не менее установившийся колебательный процесс в точке А как и в точке F носят чисто гармонический характер.

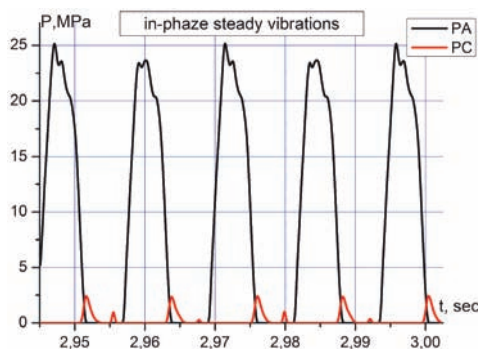


Рисунок 12 – Изменение контактных давлений в бандаже при установившихся колебаниях на резонансе на частоте 82 Гц при синфазном нагружении

**Выводы.** В результате моделирования нелинейных колебаний пакета лопаток с разъемным периферийным бандажом было показано наличие процесса попеременного качания вокруг точек А и С зуба бандажа при контакте с впадиной соседнего бандажа. Реализация при колебаниях гармоник с собственных частотами одиночной лопатки и связанного пакета лопаток показывает необходимость учета при резонансной отстройке лопаток учитывать оба спектра собственных частот. Наличие при колебаниях супергармонической составляющей, несмотря на малость ее амплитуды, свидетельствует о возможности сложного поведения этой конструкции при резонансах (реализация супер- и комбинационных резонансов).

**Список литературы:** 1. Степченко А.С. Исследование влияния технологических отклонений в бандажном соединении на спектр собственных частот лопаточного аппарата / Я.Д. Демуз, В.А. Жовдак, А.Ф. Кабанов, А.А. Ларин, А.С. Степченко // Надійність і довговічність машин і споруд. – К.: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2006. – Вип.26 – С. 59-67. 2. Степченко А.С. Исследование динамических характеристик лопаточного аппарата с двухъярусным разъемным бандажированием / А.С. Степченко, А.А. Ларин, С.Л. Артемов // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 69. – С. 127-134. 3. Larin O.O. Forced vibrations of bladings with the random technological mistuning / O.O. Larin // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, June 14-18. – 2010, Glasgow, UK, GT2010-23099. – PP. 667-672. 4. Степченко А.С. Исследование влияния контакта в бандажном соединении на собственные частоты лопаточного аппарата на основе трехмерных моделей / Я.Д. Демуз, В.А. Жовдак, А.Ф. Кабанов, А.С. Степченко // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХПІ», 2005. – № 21 – С.67-72. 5. Жовдак В.А. Исследование нелинейных колебаний

лопаток с учетом контакта в межлопаточном бандажном соединении / Я.Д. Демуз, В.А. Жовдак, А.Ф. Кабанов, А.С. Степченко // Надійність і довговічність машин і споруд. – 2008. – Вип. 30. – С. 62-68. **6.** Воробьев Ю.С. Локализация вибрационных напряжений в рабочем колесе турбины с различными вариантами бандажной связи / Ю.С. Воробьев, К.Ю. Дьяконенко, С.Б. Кулишов // Компрессорные та енергетичне машинобудування. – Суми: ТОВ «Междунар. институт компрессорного и энергетического машиностроения», 2006. – № 8 (44). – С. 132-134. **7.** Жовдак В.А. Статистическая динамика рабочих колес турбомашин с технологической расстройкой / В.А. Жовдак, А.Ф. Кабанов, А.А. Ларин // Проблемы прочности. – 2008. – № 5. – С. 105-113. **8.** Зиньковский А.П. Локализация колебаний бандажированного лопаточного венца рабочего колеса турбомашин / А.П. Зиньковский, И.Н. Бусленко, В.В. Матвеев // Проблемы прочности. – 1994. – № 7. – С. 53-61. **9.** Зиньковский А.П. Влияние монтажного натяга на напряженно-деформированное состояние турбинной лопатки и потерю натяга по полкам в процессе эксплуатации / А.П. Зиньковский, Р.П. Придорожный, А.В. Шереметев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 8 (34). – С. 95-99. **10.** Ларин А.А. Исследование динамического контактного взаимодействия в межбандажных соединениях пакетов лопаток паровых турбин с расстройкой / В.А. Жовдак, Я.Д. Демуз, А.А. Ларин, А.С. Степченко, Ю.В. Соляников // Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій: 36. наук. праць ДНУ. – Дніпропетровськ: 2007. – Вип. 11. – С. 53-62. **11.** Larin A.A. Nonlinear vibrations of steam turbines blade packages subject to the dynamic contact in bandage connection / V.A. Zhovdak, Ya.D. Demuz, A.F. Kabanov, A.A. Larin, A.S. Stepchenko // Proceedings of the 2nd International Conf. on Nonlinear Dynamics 2007, Sept 19-21. – 2007, Kharkiv, Ukraine. – PP. 311-316. **12.** В.О. Жовдак Нелінійні коливання пакетів лопаток з роз'ємними з'єднаннями / В.О. Жовдак, А.П. Зиньковский, О.С. Степченко, Я.Д. Круглий // Проблемы машиностроения. – X.: Контраст, 2009. – Т. 12, № 4. – С. 45-52. **13.** Petrov E.P. Analytical Formulation of Friction Interface Elements for Analysis of Nonlinear Multi-Harmonic Vibrations of Bladed Disks / E.P. Petrov, D.J. Ewins // Trans. of the ASME. – 2003. – Vol. 125. – PP. 364-379. **14.** Petrov E.P. A high-accuracy model reduction for analysis of nonlinear vibrations in structures with contact interfaces / E.P. Petrov // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, June 14-18. – 2010, Glasgow, UK, GT2010-23295. – PP. 1-13. **15.** Ender Cigeroglu Nonlinear vibration analysis of bladed disks with dry friction dampers / Ender Cigeroglu, H. Nevzat Ozguven // Journal of Sound and Vibration. – 2009. – Vol. 295. – PP. 1028-1043. **16.** Ender Cigeroglu Forced Response Prediction of Constrained and Unconstrained Structures Coupled Through Frictional Contacts / Ender Cigeroglu, Ning An, Chia-Hsiang Menq // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2009. – Vol. 131. – PP. 11-27. **17.** Yang B.D. Modelling of Friction Contact and Its Application to the Design of Shroud Contact / B.D. Yang, C.H. Menq // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2009. – Vol. 119. – PP. 958-963. **18.** Wang J.H. Investigation of the Vibration of a Blade With Friction Damper by HBM / J.H. Wang, W.K. Chen // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1993. – Vol. 113. – PP. 294-299. **19.** Кривошей В.Ю. О влиянии конструктивных факторов на долговечность бандажных полок рабочих лопаток турбин / В.Ю.Кривошей, Н.И. Глуценко, С.С. Трипольский // Проблемы прочности. – 1987. – № 8. – С. 67-71. **20.** Rao J.S. Estimation of Dynamic Stresses in Last Stage Steam Turbine Blades under Reverse Flow Conditions / J.S. Rao, K.Ch. Peraiah, U.K. Singh // Advances in Vibration Engineering, J. Vib. Inst. India. – 2009. – Vol. 8 (1). – PP. 71-78. **21.** Wriggers P. Computational contact mechanics. – Springer, 2006. – 520 p. **22.** Ларин А.А. Вынужденные нелинейные колебания турбинных лопаток с динамическим контактом в разъемном бандаже / А.А. Ларин, А.С. Степченко // Вибрации в технике и технологиях. – 2011. – № 3 (63). – С. 18-26. **23.** Larin O. Forced Non-resonance Nonlinear Vibrations of Turbine blades Package with Dynamic Contact in the Shroud / O. Larin, O. Stepchenko // Доповіді 4-ї Міжнар. конференції «Нелінійна динаміка». – X: Вид-во «Точка», 2013. – С. 284-292.

Поступила в редколлегию 25.10.2013.

УДК 539.3

**Вынужденные нелинейные колебания турбинных лопаток с динамическим контактом в разъемном бандаже при синфазном нагружении / А. А. Ларин, А. С. Степченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – X.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 63 (1036). – С. 69-81. – Бібліогр.: 23 назв.

В работе исследуются колебания лопаток паровой турбины с разъемным полочным бандажом. Для разработанных линеаризованной и нелинейной конечно-элементных моделей пакета из двух лопаток проведены расчеты динамических характеристик и их сравнительный анализ. Полученные результаты показали возможность срыва контакта в разъемном бандаже в процессе колебаний и их нелинейный характер.

**Ключевые слова:** колебания, разъемный полочный бандаж, срыв контакта.

The work deals with studying of the vibrations of the steam turbine blades with detachable bandage shroud. The dynamic characteristics and their comparative analysis have been calculated for the developed linearized and non-linear finite element models of the two blades package. The results show the possibility of the opening in the split parts of the shroud during vibrations and their nonlinear nature.

**Key words:** vibrations, detachable bandage, shroud.

УДК 621.643.8

**Г.І. ЛЬВОВ**, д-р техн. наук, професор, НТУ «ХП»;

**В.Г. МАРТИНЕНКО**, студент, НТУ «ХП»

## **ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВІДІВ З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ДЕФЕКТАМИ ТА В'ЯЗКОПРУЖНИМИ РЕМОНТНИМИ НАКЛАДКАМИ**

Описаны аналитические и численные исследования по изучению напряженно-деформированного состояния участка трубопровода с дефектом в его стенке и ремонтной накладкой в месте нахождения дефекта. Исследования выполнены с использованием конечно-элементного программного комплекса инженерного анализа. Результаты представлены в виде графиков распределения перемещений и эквивалентных напряжений. Сделан сравнительный анализ результатов аналитического решения упрощенной одномерной задачи и численных расчетов задачи в объемной постановке для случаев упругих и вязкоупругих свойств стеклопластика.

**Ключевые слова:** трубопровод, бандаж, дефект, концентратор напряжений.

**Вступ.** На даний момент природний газ є одним з найбільш поширених джерел тепла та енергії. Використання цього виду палива на виробництві, в опалюванні, а також в житлових будинках підвищує потребу в транспортуванні його на великі відстані. З цією метою по всьому світу будуються газопровідні магістралі – як транснаціональні, так і внутрішньодержавні. Основним матеріалом для газопроводів є сталь. Проте в процесі експлуатації цих комунікацій стикаються з рядом проблем, серед яких однією з найважливіших є виникнення локальних дефектів трубопроводу, що з'являються внаслідок корозії металу, з якого виготовлений трубопровід, а також внаслідок дії сторонніх чинників. У такому разі через мікроскопічність розмірів ушко-

© Г. І. Львов, В. Г. Мартиненко, 2013